ИЗВЕСТИЯ
ТОМСКОГО ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ
ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА имени С. М. КИРОВА

Том 66 1948

СТЕПЕНЬ СОВЕРШЕНСТВА ТЕПЛОСИЛОВОЙ УСТАНОВКИ*

Г.И. ФУКС

В статье показана несостоятельность существовавших методов оценки эффективности циклов тепловых установок. Для оценки степени совершенства на всех этапах превращения теплоты в работу впервые введено понятие "степени совершенства ", которое по своему смыслу принципиально отличается от общепринятого термического коэффициента полезного действия.

Идеи метода, опубликованные автором еще в 1941 г. и изложенные в этой статье, послужили основой предложенного Д. Рантом в 1956 г. современного эксергетического метода оценки эффективности тепловых двигателей.

Зав. кафедрой теоретической и промышленной теплотехники, доцент, к.т.н. Ю. А. Загромов.

Общепринятый метод оценки степени совершенства теплосиловой установки по ее КПД по соотношению

$$\eta = \frac{860N_э + \sum Q_ч}{BQ_р} \quad (1)$$

не является достаточно обоснованным. Если мы имеем две установки, расходующие одинаковое количество одинакового топлива и выдающие одинаковое количество электроэнергии и тепла, то они обладают одинаковыми КПД, хотя бы параметры выдаваемого каждой установкой тепла были различными. В противодавленческой установке с полным использованием отработавшего пара ухудшение внутреннего относительного КПД турбин может дать увеличение КПД установки, а если турбину заменить дроссельным вентилем, то установка может получить максимально возможное значение КПД и т.д. Так как эти и подобные им выводы противоречат здравому смыслу, то было предложено несколько приемов обхода их.

В работе профессора И. Н. Б у т а к о в а [1] величина КПД теплосиловой установки ставится в зависимость от значения КПД чисто конденсационной установки $\eta_к$ и чисто противодавленческой $\eta_т$. Оказывается, что с увеличением выработки электроэнергии на тепловом потреблении КПД установки возрастает от $\eta_к$ до $\eta_т$, что принимается автором за доказательство принципиальной правильности [1].

Но для получения соответственного результата автору пришлось ввести допущение, что различные варианты установки сравниваются между собой при одинаковой выработке электроэнергии, причем недостаток последней покрывается за счет добавочной конденсационной установки с КПД $\eta_к$. Самые значения $\eta_к$ и $\eta_т$ для данной теплосиловой установки с КПД η являются условными величинами. Вне этих или аналогичных произвольных, по существу, условий нельзя получить обоснованного доказательства правильности соотношения (1) и устранить противоречия, на которые указывалось выше.

Широкое применение получил прием характеристики степени совершенства теплосиловой установки по величине удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении [2], [3]. Действительно, удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении зависит от величин, которыми определяется степень совершенства установки. Для противодавленческой установки, например, на основе этого показателя мы требуем максимального повышения относительных КПД турбины, что сходится с требованием экономичности и т. д. Но этот показатель сам по себе, как число, конечно, недостаточен, чтобы судить о степени совершенства установки. Так, в предельных случаях чисто конденсационных и чисто отопительных установок он принимает предельные значения ∞ и 0, что не связано со степенью их совершенства. Применение при оценке степени совершенства сравниваемых установок двух показателей вместе, а именно: КПД и удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении, неудобно потому, что эти величины могут меняться в противоположном направлении. Если, например, 2 сравниваемые установки расходуют одинаковое количество одинакового топлива и выдают одинаковое количество электроэнергии и тепла, но разных потенциалов последнего, то эти установки будут иметь одинаковые КПД и одинаковые величины удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении. Но ясно, что установка, выдающая тепло более высокого потенциала, при данных условиях будет более совершенной. Можно привести и другие примеры, когда оба указанных показателя вместе не решают поставленной задачи.

Профессор М. М. Х а з е н [4], [5] предлагает сравнивать работу теплосиловой установки с некоторой образцовой, для которой условно принимается степень совершенства 100 %. Это предложение встретило

* Статья печатается с сокращением

ряд возражение [6], [1], в которых справедливо указывалось на производительность образца и методики сравнения с ним. Тем не менее, надо признать, что М. М. Х а з е н сделал первую попытку создания такой методики оценки степени совершенства, которая выходит за привычный круг представлений об идентичности этой величины с КПД.

Иногда приходится встречаться с утверждением, что не имеет смысла сравнивать между собой установки, выдающие тепло разных потенциалов, так как они работают в несравнимых условиях. Такой отказ от поставленной задачи не может считаться ее решением.

Если в энергосистеме мы имеем такие станции, которые выдают тепло разных потенциалов, то, не умея сравнивать их между собою, нельзя правильно распределить нагрузку между ними. Принципиально рассуждая, все виды энергии представляют разные формы движения, превращение которых подчинено определенным закономерностям. "Затратив" энергию в одной форме и "получив" ее в другой, мы всегда вправе поставить вопрос, насколько совершенно прошло это превращение. Надо только уметь найти правильный метод сравнения.

Соотношение для КПД (1) в общем виде символически можно выразить так:

$$\eta = \frac{E_{исп}}{E_{затр}}, \qquad (2)$$

где $E_{исп}$ и $E_{затр}$ – использованная и затраченная энергии соответственно. КПД по (2) потому и считается мерой степени совершенства, что предполагается, что

$$E_{затр} - E_{исп}$$

дает величину энергии, которая была "потеряна" при ее превращениях. Но в действительности последнее условие не всегда соблюдается: так КПД тепловой машины, выдающей работу *AL ккал* при затрате тепла Q_1, будет

$$\eta = \frac{AL}{Q_1}. \qquad (3)$$

Это предполагает, что потеряна работа

$$Q_2 = Q_1 - A_L \text{ ккал}.$$

Но в действительности это не так. Если отбросить гипотетические случаи сообщения тепла рабочему телу машины при бесконечно большой температуре и отъема тепла при абсолютном нуле, то в тепловой машине при отсутствии всяких потерь нельзя получить Q_1 ккал. Это обозначает, что в этом случае КПД по (3) дает долю тепла, перешедшую в работу. Степень же совершенства этой установки, очевидно, будет выражаться числом большим, чем значение ее КПД.

Пусть в теплообменнике обычного типа, затратив тепло Q_1 *ккал*, мы передаем нагреваемому телу Q_2 *ккал*. КПД теплообменника

$$\eta = \frac{Q_2}{Q_1}. \qquad (4)$$

Это основано на том, что потеря считается равной

$$Q_1 - Q_2 \text{ ккал}.$$

В теплообменнике обычного устройства эта потеря в действительности больше, так как тепло затрачивается при более высокой температуре, чем получается. Если передачу тепла от тела с температурой T_1 к телу с температурой T_2 ($T_1 > T_2$) осуществлять без потерь, т.е. квазистатическими процессами (обратимо), например, помощью теплового насоса, то можно получить больше тепла, чем затрачено, используя практически безграничный запас теплового движения окружающей среды. И в этом случае КПД по (4) даст долю тепла, перешедшую от первого тепла теплообменника ко второму, но степень совершенства теплообменника будет выражаться числом меньшим, чем его КПД.

Таким образом приходим к выводу, что выражения для КПД установки, составленные на основе принципиального соотношения (2), дают числовое значение доли превращения энергии, но не всегда дают оценку степени ее совершенства. Степень совершенства установки может быть больше и меньше ее КПД в зависимости от качества затраченной и использованной энергии.

Для оценки степени совершенства при всех превращениях энергии следует пользоваться принципиальным соотношением

$$\mu = \frac{E_{исп}}{E_{макс}}, \qquad (5)$$

где $E_{макс}$ – максимальное количество энергии в использованной форме, которое может быть получено за счет $E_{затр}$ при наивыгоднейшем пути превращения энергии. Действительно, разность

$$E_{макс} - E_{исп}$$

всегда дает "потерю" действительного процесса преобразовании энергии, что оправдывает (5).

Следует подчеркнуть, что величина степени совершенства * μ, вычисленная по (5), принципиально отлична от КПД η, вычисляемого по (2). Возможно

$$\mu \lessgtr \eta$$

Не исключается также возможность их равенства. Так, нетрудно показать, что при чисто механических преобразованиях энергии, при превращении электрической энергии в механическую и т. п.

$$E_{\text{макс}} = E_{\text{затр}},$$

следовательно, значения С и КПД совпадут, но механическое обобщение этого положения на все случаи является неправильным.

Составление выражений для С установки целесообразно начать с простейших случаев. Пусть в тепловой машине рабочему телу сообщается тепло Q_1 *ккал* в процессе *AB* (рис. 1). Это тепло измеряется площадью *AB* 21. Если при этом машина выдает работу *AL ккал*, то

$$E_{\text{исп}} = AL, \quad (а)$$

$$E_{\text{затр}} = Q_1, \quad (в)$$

$$\eta = \frac{AL}{Q_1}. \quad (3)$$

Для подсчета максимального количества работы, которую можно получить в этой машине, следует учесть условия ее работы. Если температура окружающей среды, куда можно неограниченно сбрасывать тепло, будет T_0, то единственно возможный наивыгоднейший цикл установки будет *ABваA* (см. рис. 1), площадь которого и измеряет $E_{\text{макс}}$ в данном случае.

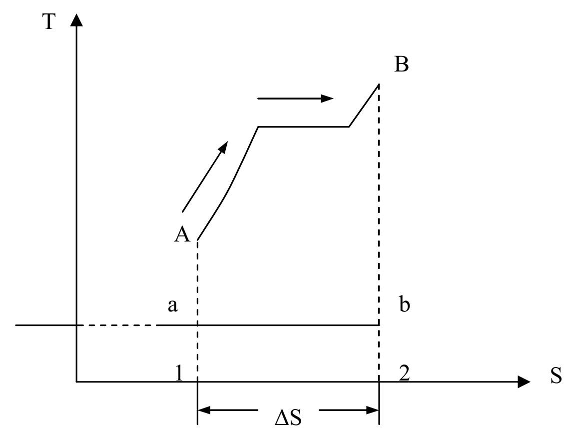


Рис. 1

Но

$$\text{пл. } ABваA = \text{пл. } AB21A - \text{пл. } ав21а,$$

или

$$E_{\text{макс}} = Q_1 - T_0\Delta S, \quad (6)$$

где ΔS – изменение энтропии рабочего тела в процессе сообщения ему тепла. На основе (5) С установки будет

$$\mu = \frac{AL}{Q_1 - T_0\Delta S}. \quad (c)$$

Несложное преобразование дает

$$\mu = \frac{AL}{Q_1\left(1 - \frac{T_0\Delta S}{Q_1}\right)}. \quad (d)$$

Величина $\frac{Q_1}{\Delta S}$ имеет геометрический (рис. 1) смысл средней высоты прямоугольника, равновеликого по площади *AB*21**A** с основанием ΔS. Физически эту величину можно считать средне-термодинамической температурой* [7] сообщения тепла рабочему телу в процессе АВ

* В дальнейшем везде обозначается сокращенно С

$$T_{cm} = \frac{Q_1}{\Delta S}. \tag{7}$$

Следовательно,

$$\mu = \frac{AL}{Q_1\left(1 - \frac{T_0}{T_{cm}}\right)}, \tag{8}$$

а с учетом (3)

$$\mu = \frac{\eta}{1 - \frac{T_0}{T_{cm}}}. \tag{9}$$

Если мощность установки N *квт*, а часовая затрата тепла $Q_ч$ *ккал/ч*, то

$$\mu = \frac{860N}{Q_ч\left(1 - \frac{T_0}{T_{cm}}\right)}. \tag{10}$$

Выражения (8), (9) и (10) являются решениями поставленной задачи. Для машины, работающей по циклу Карно,

$$T_1 = T_{cm}, \tag{e}$$

так как С-ТТ изотермического процесса совпадает с действительной температурой. Поэтому

$$\mu_к = 100\ \%.$$

При всех условиях С тепловой машины будет больше ее КПД.

Если в теплообменнике при затрате тепла Q_1 ккал получено в нагреваемом теле тепло Q_2 ккал, то

$$E_{исп} = Q_2, \tag{a}$$

$$E_{затр} = Q_1, \tag{b}$$

$$\eta = \frac{Q_2}{Q_1}. \tag{3}$$

Для подсчета максимального количества тепла, которое может быть передано нагреваемому телу при затрате тепла Q_1 ккал, надо учесть реальные условия теплообмена. Пусть горячее тело теплообменника в процессе теплообмена изменяет свое состояние по 1–2 (рис. 2), отдавая тепло q_1 *ккал/кг* (пл. 1234), а холодное – по 5–6, получая тепло q_2 *ккал/кг* (пл. 5678). Тогда

$$Q_1 = u_1 q_1, \tag{c}$$

$$Q_2 = u_1 q_1, \tag{d}$$

где u_1 и u_2 – количества теплообменивающихся жидкостей. Максимальное количество тепла в нагреваемой жидкости можно получить, если все процессы в теплообменнике будут протекать квазистатически (обратимо).

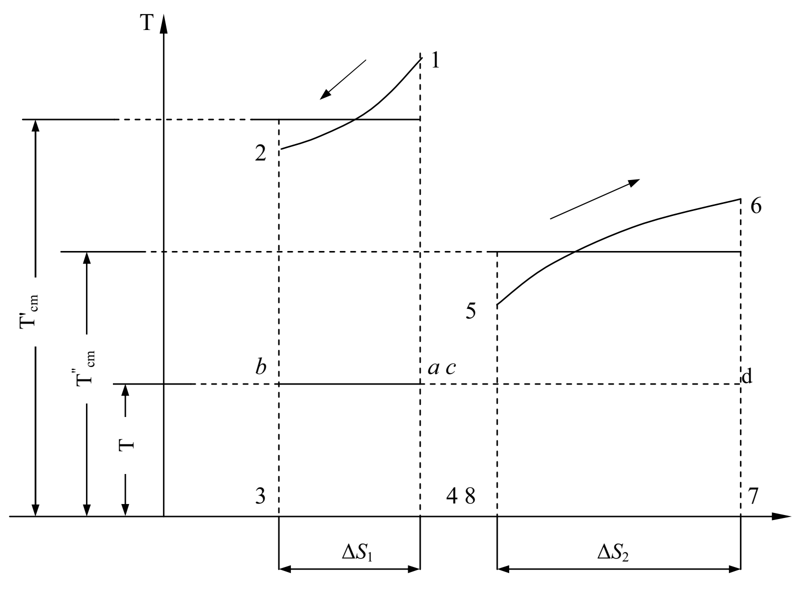


Рис. 2

При тех же условиях теплообмена при этом удастся нагреть $u_m > u_2$ кг, с соответственной передачей тепла

$$Q_m = u_m q_2. \quad \text{(e)}$$

Степень совершенств теплообменника по (5)

$$\mu = \frac{Q_2}{Q_m} = \frac{u_2}{u_m}. \quad (11)$$

Квазистатические процессы в теплообменнике можно представить себе следующим образом. Горячее тело работает в тепловом двигателе по циклу 21*ав*, выдавая работу

$$Al_1 = q_1 - T_0 \Delta S_1 \text{ ккал/кг}, \quad \text{(f)}$$

а всего

$$AL_1 = u_1 Al_1 = u_1 q_1 - u_1 T_0 \Delta S_1 = Q_1 - u_1 T_0 \Delta S_1. \quad \text{(q)}$$

Работа затрачивается на приведение в действие теплового насоса по циклу 65 *cd*, с затратой работы на каждый *кг* рабочего тела

$$Al_2 = q_2 - T_0 \Delta S_2 \text{ ккал/кг}. \quad \text{(h)}$$

Утилизируя всю работу двигателя AL_1, можно нагреть u_m кг с передачей им тепла Q_m, т. е.

$$AL_1 = u_m Al_2. \quad \text{(i)}$$

Если в тепловом насосе будет работать u_2 *кг*, то затрата работы будет

$$u_2 Al_2 = u_2 q_2 - u_2 T_0 \Delta S_2 = Q_2 - u_2 T_0 \Delta S_2. \quad \text{(k)}$$

С учетом этих соотношений имеем из (11)

$$\mu = \frac{u_2 Al_2}{u_m Al_2} = \frac{Q_2 - u_2 T_0 \Delta S_2}{Q_1 - u_1 T_0 \Delta S_1} = \frac{Q_2}{Q_1} \cdot \frac{1 - \dfrac{T_0}{\dfrac{Q_2}{u_2} \cdot \dfrac{1}{\Delta S_2}}}{1 - \dfrac{T_0}{\dfrac{Q_1}{u_1} \cdot \dfrac{1}{\Delta S_1}}}. \quad \text{(l)}$$

Использование (c), (d), (7) и (3) дает:

$$\mu = \frac{Q_2}{Q_1} \cdot \frac{1 - \dfrac{T_0}{T''_{ст}}}{1 - \dfrac{T_0}{T'_{ст}}}, \quad (12)$$

$$\mu = \frac{1 - \dfrac{T_0}{T''_{ст}}}{1 - \dfrac{T_0}{T'_{ст}}}, \quad (13)$$

где T' и T'' – С-ТТ отъема тепла от горячего тела и сообщение тепла холодному телу соответственно.

В обычных теплообменниках

$$T'_{ст} > T''_{ст},$$

следовательно, $\mu < \eta$.

Если теплообменник сделан с тепловыми насосами, то КПД установки может быть значительно выше 100 % (8), но С установки может стать равной 100 % лишь при действительном отсутствии всех потерь.

В большинстве современных тепловых установок первичным источником энергии является химическая энергия топлива, сжигаемого в установке. Так, в силовой установке мы имеем следующую схему превращения энергии (рис. 3).

Строго говоря, название "тепловой двигатель" в этом случае следует применить к энергетическим процессам B-C схемы. Если принять эту точку зрения, то соотношения (8), (9) и (10), приведенные выше, полностью применимы и здесь. Но в действительности необходимо учесть всю цепь энергетических превращений A-B-C.

Количество тепла, выделяющегося при горении топлива, определяется теплотворной способностью последнего. Численная величина последней изменяется с условиями горения обычно незначительно. Го-

раздо значительней может измениться качественная сторона. Так, при увеличении подогрева воздуха (и топлива) за счет тепла уходящих газов может быть повышена средняя температура тепловыделения при горении, что обозначает возможность съема большого количества работы с каждой калории тепла. С другой стороны, нетрудно представить себе и такой случай, когда тепловыделение при горении топлива будет происходить при умеренных температурах, мало отличающихся от температуры окружающей среды. Это практически лишает нас возможности получения работы из этого тепла.

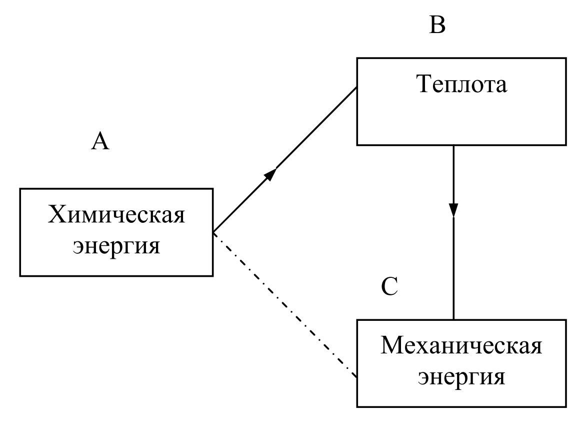


Рис. 3.

Поэтому, в случае применения топлива в качестве источника энергии в силовой установке, мы делаем ошибку, оценивая топливо по его теплотворной способности. Во всяком случае, теплотворная способность топлива не характеризует той величины $E_{макс}$ – максимальной работы, которая может быть получена из него в наиболее благоприятных условиях. Таковыми будут условия квазистатической (обратимой) реакции горения, т. е. соединения топлива с кислородом воздуха. Величина максимальной работы этой реакции должна быть подсчитана по правилам физической химии [9], [10].

Таким образом С силовой установки, работающей за счет топлива, должна вычисляться по соотношениям

$$\mu = \frac{AL}{A_m}, \tag{14}$$

$$\mu = \frac{860 \quad N}{BA_m}, \tag{15}$$

где A_m – максимальная работа реакции горения топлива.

Аналогично для отопительной установки, работающей за счет затраты топлива, получим, исходя из (11)

$$\mu = \frac{u_2 Al_2}{u_m Al_2}. \tag{a}$$

Здесь по-прежнему

$$u_2 Al = Q_2 - u_2 T_0 \Delta S_2. \tag{в}$$

В идеальной установке работа, затраченная на привод теплового насоса, должна быть равна максимальной работе реакции горения топлива

$$u_m Al_2 = BA_m. \tag{c}$$

Следовательно, С отопительной установки

$$\mu = \frac{Q_2}{BA_m}\left(1 - \frac{T_0}{T''_{cm}}\right). \tag{16}$$

Вопрос о вычислении максимальной работы реакции горения топлива A_m рассмотрен ниже.

Соотношения (15) и (16) представляют собой применение общего уравнения

$$\mu = \frac{E_{исп}}{E_{макс}}. \tag{5}$$

для силовой и отопительной установок, работающих за счет затраты топлива. Анализ их дает возможность составить аналогичные соотношения для комбинированной (теплосиловой) установки.

Если теплосиловая установка расходует в час *В кг* топлива с максимальной работой реакции горения A_m *ккал/кг*, то

$$E_{макс} = BA_т \;\; ккал/ч. \qquad (а)$$

работы. Использованная энергия складывается из 860 N *ккал/ч* работы и $Q_ч$ *ккал/ч* – тепла при средней температуре теплоносителя $T_{ст}$. Согласно (16) это равносильно использованию

$$Q_ч\left(1-\frac{T_0}{T_{ст}}\right) \text{ ккал/ч.}$$

работы, которое необходимо, чтобы получить это тепло наиболее экономичным путем (обратимыми процессами). Поэтому

$$E_{исп} = 860N + Q_ч\left(1-\frac{T_0}{T_{ст}}\right), \qquad (в)$$

и С теплосиловой установки

$$\mu = \frac{860N + Q_ч\left(1-\frac{T_0}{T_{ст}}\right)}{BA_т}. \qquad (17)$$

Если тепловая установка выдает тепло нескольких параметров

$$(Q_ч^{'} \frac{ккал}{ч} \text{ при } T_{ст}^{'}, \quad Q_ч^{''} \frac{ккал}{ч} \text{ при } T_{ст}^{''} \text{ и т.д.}),$$ то ее С

$$\mu = \frac{860N + \sum Q_ч\left(1-\frac{T_0}{T_{ст}}\right)}{BA_т}. \qquad (18)$$

ЦИТИРОВАННАЯ ЛИТЕРАТУРА

1. И.Н. Бутаков. Общее выражение КПД для различных теплосиловых установок. Теплосиловое хозяйство, 1938.
2. В. Якуб. Тепловые электрические станции, 1935.
3. И. Гофман. Организация и планирование энергопромышленности, 1939.
4. М. Хазен. Новая система КПД для паротурбинных установок, 1935.
5. М. Хазен. Новый метод оценки степени совершенства теплосиловой установки. Тепло и сила, 1936.
6. М. Яновский. О новом методе оценки совершенства паросиловой установки. Советское котлотурбостроение, 1937.
7. Г. Фукс. Средне-термодинамические температуры. Известия Томского политехнического института, т. 63, 1914.
8. Пакшвер. (Реферат из BBC0 Mitteibungen). Термокомпрессор с механическим приводом в промышленных установках. Электрические станции, 1944.
9. А. Раковский. Физическая химия, 1939.
10. Г. Фукс. Термодинамическая оценка степени совершенства теплосиловых установок. Томск, 1941.
11. Г. Улих. Химическая термодинамика, 1933.
12. Landolt-Bornstein. Physikalisch Chemishe Tabellen.
13. State Engineering Experimental station. New specific heat Equation. Mech. Eugineering 1939.
14. Льюис Рендаль. Химическая термодинамика, 1936.
15. Паркс, Хаффман. Свободная энергия органических соединений, 1936.

ФУКС ГРИГОРИЙ ИЛЬИЧ (ГИРШ ЕЛЬЕВИЧ)

(1894–1981)



Родился в п.Лиозно Оршанского уезда Могилевской губернии. В 1912 году поступил в Петербургский политехнический институт, с 1918 года продолжил образование в Томском технологическом институте, который окончил в 1921 году. С 1921 года на преподавательской работе в ТТИ (ныне ТПУ): с 1924 года — доцент, а с 1934 года — исполняющий обязанности профессора, с 1933 года — заведующий кафедрой теоретической и общей теплотехники, которой руководил до 1968 года, затем профессор этой кафедры. В разные годы был кандидатом в члены и членом правления института, заместителем декана и деканом энергетического факультета, начальником научно-исследовательского центра.

Г.И. Фукс является автором 80 работ, в которых развиты вопросы, связанные в основном с термодинамической оценкой степени совершенства теплосиловых установок. Современный эксергетический метод убедительно подтверждает плодотворные идеи, сформулированные в докторской диссертации Г.И. Фукса (1941 год). Им подготовлены 18 кандидатов наук, 4 из них стали докторами наук, профессорами.

За научную, педагогическую и общественную деятельность Г.И. Фукс был награжден двумя орденами Трудового Красного Знамени, тремя медалями, двумя почетными знаками "Отличник Министерства электростанций и электротехнической промышленности".